

BREVET D'INVENTION

P.V. n° 44.138, Rhône

Classification internationale

1.380.784

F 06 f



Perfectionnements aux dispositifs amortisseurs.

Société dite : R. I. V. ANSTALT ZUR VERWALTUNG VON REAL- UND IMMATERIALVERMÖGEN
résidant dans la Principauté de Liechtenstein.

Demandé le 29 octobre 1963, à 15^h 30^m, à Lyon.

Délivré par arrêté du 26 octobre 1964.

(Bulletin officiel de la Propriété industrielle, n° 49 de 1964.)

(4 demandes déposées en République Fédérale d'Allemagne au nom de la demanderesse :
deux brevets les 30 octobre 1962, sous le n° R 33.785, et 1^{er} février 1963, sous le
n° R 34.351; deux brevets additionnels les 26 mars 1963, sous le n° R 34.792, et 17 mai 1963,
sous le n° R 35.207.)

La présente invention est relative à un dispositif amortisseur hydraulique, pneumatique ou hydro-pneumatique dépourvu de clapets, destiné à être utilisé notamment dans la construction d'amortisseurs, de jambes de poussée, d'éléments de suspension élastiques à liquide ou à gaz, ou analogues.

Le dispositif amortisseur selon l'invention peut être réalisé de telle façon qu'il produise un effet amortisseur suivant deux directions de mouvement possibles, l'intensité de l'amortissement étant éventuellement différente dans chaque sens.

Le cas échéant, on peut incorporer à un dispositif selon l'invention un mécanisme de réglage grâce auquel on puisse ajuster avant la mise en service du dispositif, l'effet d'amortissement obtenu, ou bien faire varier celui-ci pendant le fonctionnement.

Sur les dispositifs amortisseurs de type connu, l'amortissement est obtenu par l'intermédiaire d'un ou de plusieurs alésages ménagés dans un piston et avec lesquels coopèrent des clapets à disque élastique les recouvrant en partie ou en totalité de manière à assurer la différence d'amortissement dans une direction et dans l'autre. Lorsque la pression du fluide amortisseur dépasse un seuil prédéterminé, les clapets se soulèvent en démasquant plus ou moins complètement les alésages, ce qui libère une section d'étranglement plus ou moins importante ou bien, selon les cas, obture complètement un alésage par rapport à l'une des directions d'écoulement.

On a proposé différentes solutions pour éviter une répartition irrégulière des efforts appliqués aux clapets, par exemple du fait de leur fabrication par laminage ou par estampage, ou par suite de la fatigue des matériaux après une longue période d'utilisation, et en vue de permettre d'ajuster à une valeur donnée la tension desdits clapets. Il

est de toutes façons nécessaire de régler exactement chaque appareil, c'est-à-dire par exemple chaque amortisseur, de manière à le faire correspondre à une courbe caractéristique donnée, caractéristique dans laquelle la température du fluide amortisseur joue un rôle primordial car la viscosité de ce dernier varie avec la température ainsi que, par conséquent, le coefficient d'amortissement qui en résulte.

La présente invention a principalement pour but de réaliser un dispositif amortisseur qui soit dépourvu des inconvénients mentionnés et ne comporte pas les pièces mobiles précitées, ce qui lui confère une grande sécurité de fonctionnement et un prix de revient relativement peu élevé. On parvient à ce but en réalisant selon l'invention un dispositif amortisseur présentant les caractéristiques suivantes, considérées isolément ou en combinaison :

a. La modification des lignes d'écoulement du fluide, lorsqu'on inverse son sens de circulation, est assurée grâce à une ou plusieurs chambres de turbulence dans chacune desquelles débouchent un canal tangentiel et un alésage axial;

b. On prévoit des buses hydro- ou aéro-dynamiques de type connu susceptibles d'offrir à un écoulement qu'elles étranglent une résistance plus grande dans un sens que dans l'autre;

c. On prévoit simultanément les dispositifs mentionnés sous a et b que l'on combine avec des orifices d'étranglement opposant aux courants de fluide qui les traversent la même résistance dans un sens ou dans l'autre.

L'effet d'amortissement est produit par le fait que le fluide amortisseur est admis tangentiellement dans les chambres de turbulence où il donne naissance à un tourbillon plus ou moins violent selon sa vitesse d'écoulement. Grâce à la présence de ce tourbillon,

le fluide amortisseur est aspiré hors de l'alésage central sous l'action de la force centrifuge, ce qui donne naissance à une accumulation dite « effet de tampon » dont l'importance dépend de la vitesse d'écoulement, si bien que l'effet d'amortissement obtenu augmente avec la vitesse de déplacement du piston. Il s'est avéré à la suite d'essais que de tels dispositifs amortisseurs correspondent à des caractéristiques de fonctionnement très constantes, c'est-à-dire que le degré d'amortissement reste pratiquement invariable entre des limites relativement éloignées de hautes et de basses températures.

Lorsqu'on désire obtenir un effet d'amortissement suivant deux directions de déplacement du piston, on peut prévoir deux chambres de turbulence disposées à chaque extrémité du cylindre amortisseur. Ces chambres sont reliées entre elles par l'intermédiaire d'une ou de plusieurs canalisations qui y débouchent tangentielllement et qui communiquent avec la chambre d'amortissement par des alésages centraux prévus dans les parois transversales extrêmes de celle-ci. Bien entendu, on peut remplacer ces canalisations par une chemise entourant le cylindre amortisseur et déterminant avec lui un espace intermédiaire annulaire dans lequel le liquide circule.

Suivant une autre forme de réalisation selon l'invention, les deux chambres de turbulence peuvent être disposées coaxialement dans le piston amortisseur où elles communiquent par un canal central, tandis que l'admission tangentielle de chacune d'elles la relie à la face correspondante du piston.

Suivant une autre caractéristique de l'invention, on peut modifier l'effet amortisseur obtenu par l'intermédiaire des deux chambres de turbulence en prévoyant à l'intérieur de leur canal de liaison central une douille cylindrique creuse préférablement réglable en direction axiale.

Pour permettre de régler la vitesse d'admission du fluide, en plus du degré d'amortissement fourni par les chambres de turbulence, la douille réglable axialement rapportée entre les deux chambres de turbulence est avantageusement réalisée de telle façon que son diamètre extérieur soit égal à un multiple du diamètre de son alésage central, tandis que sa longueur axiale est plus grande que l'épaisseur de la paroi séparant les deux chambres de turbulence. Grâce à la présence de cette douille rapportée, une grande partie du fluide amortisseur est rejetée hors du centre des chambres de turbulence si bien que le reste du fluide contenu dans ces dernières se trouve placé à une grande distance du centre; il est alors sollicité beaucoup plus énergiquement par la force centrifuge et, sous l'action des admissions tangentielles, il entre plus rapidement en rotation puisque la masse à accélérer est plus faible que si le fluide amortisseur remplissait la totalité de chaque chambre de turbulence.

On dispose encore d'une autre possibilité de différencier l'effet amortisseur des deux chambres de turbulence en donnant au canal central de liaison un profil conique.

Pour obtenir un effet amortisseur très particulier sur un dispositif selon l'invention, on peut obturer à la manière connue, en partie ou en totalité, les orifices d'étranglement et/ou les buses de transfert, par l'intermédiaire de disques réglables ou de clapets à disque élastique susceptibles de se soulever sous l'effet de la pression du fluide.

Pour permettre de régler le coefficient d'amortissement en fonction des conditions d'utilisation, on peut, suivant une autre caractéristique de l'invention, munir de filetages les alésages centraux et y visser des douilles cylindriques creuses filetées extérieurement comportant des butées de positionnement susceptibles de coopérer avec des contre-butées prévues à la manière connue sur le piston amortisseur. On peut faire varier entre des limites très larges l'amortissement fourni par le dispositif en échangeant ces douilles cylindriques, ce qui permet de compenser facilement les imperfections de fabrication. En outre, cette disposition permet d'utiliser pour plusieurs buts différents un même amortisseur présentant selon les cas des caractéristiques d'amortissement différentes.

Pour éviter que les douilles cylindriques ne s'échappent de façon intempestive dans la chambre d'amortissement, on prévoit avantageusement sur leur face qui est dirigée vers la chambre de turbulence un rebord qui constitue en outre un organe supplémentaire agissant sur le coefficient d'amortissement.

Il est en outre avantageux de prévoir, entre le filetage interne des alésages centraux et le filetage externe des douilles cylindriques, des moyens faiblement élastiques, préférablement réalisés sous la forme d'un tube souple, dont le rôle est d'empêcher un dérèglement intempestif des douilles. Suivant l'invention, on peut, conformément aux exigences rencontrées supprimer l'une des deux parois transversales si bien que les canalisations de liaison quittent tangentielllement l'unique chambre de turbulence restante pour déboucher dans la chambre d'amortissement par l'extrémité de celle-ci qui lui est opposée. Il peut être encore avantageux de faire aboutir les canalisations de liaison à des hauteurs différentes dans la chambre d'amortissement.

En outre, on peut ajuster la section d'écoulement à travers les alésages centraux de la chambre de turbulence, progressivement ou par étages successifs, par l'intermédiaire d'un élément de réglage approprié.

Ce dernier est avantageusement constitué par un disque monté à rotation présentant au moins une lumière qui y est disposée de façon que, lors de la rotation du disque, l'alésage central se trouve

plus ou moins complètement obturé. On obtient une possibilité de réglage plus précis lorsqu'on prévoit sur le disque tournant plusieurs lumières disposées concentriquement autour de son axe de rotation, lesdites lumières étant réalisées suivant des profils différents, par exemple en forme de navette ou de goutte d'eau.

On obtient un effet de réglage analogue lorsque le contour extérieur du disque tournant est réalisé suivant un profil en spirale. Dans ce cas, on fait en sorte que la distance, entre le bord de l'alésage central et le centre de rotation du disque corresponde au plus petit rayon de ce dernier.

On obtient avantageusement une autre possibilité de réglage en utilisant comme élément de réglage un ergot mobile axialement et dont la pointe présente un profil conique ou effilé, la mobilité axiale de cet ergot permettant de l'engager plus ou moins profondément dans l'alésage central de manière à délimiter un espace libre annulaire plus ou moins important.

Dans certains cas, il s'est avéré intéressant de rendre le fonctionnement des moyens de réglage fonction de la vitesse d'écoulement du fluide intéressé. Suivant un autre mode de réalisation de l'invention, on parvient à ce but en disposant devant l'alésage central un disque d'obturation sollicité élastiquement par un ressort de façon que sa distance à l'alésage central, et par suite la résistance qu'il oppose à l'écoulement, varient avec la vitesse de circulation du fluide.

Pour permettre un fonctionnement parfait de l'élément amortisseur selon l'invention, et en particulier pour éviter toute rupture de la colonne liquide (constituée par de l'huile d'amortisseur) sous l'action de chocs importants dont la direction s'inverse brutalement, ainsi que pour empêcher l'apparition de phénomènes néfastes de cavitation, il est nécessaire que le liquide amortisseur soit soumis à une pression de remplissage supérieure ou égale à cinq atmosphères. Cette pression est obtenue grâce à un coussin gazeux, tandis qu'un organe de séparation de type connu, préférablement constitué par un piston libre, est prévu entre le liquide et le gaz. L'organe de séparation joue un double rôle, à savoir que, d'une part il assure le maintien de la pression minima déterminée tandis que, d'autre part, il évite toute dissolution du gaz comprimé dans le liquide amortisseur.

Lorsqu'on utilise un fluide amortisseur gazeux, les impératifs concernant la nécessité d'une pression minima restent les mêmes. Toutefois, dans ce cas, on doit tenir compte du rapport de compression qui, par exemple dans le cas d'éléments de suspension à gaz, est déterminé par le rapport des volumes du cylindre lorsque le piston est respectivement enfoncé à fond, puis retiré au maximum vers l'extérieur, étant entendu que le mot piston peut aussi

bien désigner une tige de piston, un piston plongeur ou analogues. Il s'est finalement avéré que le fonctionnement du dispositif amortisseur selon l'invention est obtenu dans les conditions les plus avantageuses, lorsqu'on utilise un fluide amortisseur gazeux dont la moyenne arithmétique des pressions initiale, c'est-à-dire avec piston extrait au maximum, et finale, c'est-à-dire avec le piston engagé à fond, est supérieure à 75 atmosphères.

Le dessin annexé, donné à titre d'exemple, permettra de mieux comprendre l'invention, les caractéristiques qu'elle présente et les avantages qu'elle est susceptible de procurer :

Figure 1 représente un amortisseur de chocs hydropneumatique dans lequel le dispositif amortisseur selon l'invention est disposé dans le fond du cylindre principal;

Figure 2 en est une vue en coupe suivant II-II (fig. 1);

Figure 3 représente une première variante selon l'invention d'un amortisseur de chocs hydropneumatique sur lequel le dispositif amortisseur est disposé dans le piston;

Figure 4 en est une vue en coupe suivant IV-IV (fig. 3);

Figure 5 est une vue en coupe longitudinale d'une deuxième variante de réalisation d'un amortisseur selon l'invention;

Figure 6 en est une vue en coupe suivant VI-VI (fig. 5);

Figure 7 est une vue en coupe transversale d'un piston amortisseur correspondant à une troisième variante de réalisation selon l'invention;

Figure 8 en est une vue en coupe suivant VIII-VIII (fig. 7);

Figures 9 et 10 sont des vues en coupe transversale de pistons amortisseurs avec douilles cylindriques réglables correspondant respectivement à une quatrième et à une cinquième variantes de réalisation selon l'invention;

Figure 11 représente une sixième variante de réalisation selon l'invention dans laquelle un élément de réglage en forme de disque est placé devant l'alésage central d'une chambre de turbulence;

Figures 12 et 13 représentent deux possibilités de réalisation du disque de réglage montré en figure 11;

Figure 14 correspond à une septième variante de réalisation selon l'invention montrant un élément de réglage réalisé en forme d'ergot à points effilés;

Figure 15 représente une huitième variante de réalisation selon l'invention dans laquelle le dispositif de réglage est influencé par la vitesse de l'écoulement.

Le cylindre intérieur principal 1 de l'amortisseur représenté en figure 1 est entouré par un deuxième cylindre 2 situé à faible distance. On délimite ainsi

un espace intermédiaire annulaire 3 qui communique par des perforations 4 avec l'espace intérieur 5 du cylindre 1. Une tige de piston 6 pénètre de façon étanche aux gaz dans cette chambre 5 et elle est équipée d'un piston 7. La partie de la tige 6 qui est dirigée vers le piston 7 est creusée suivant une cavité 8 qui communique avec la chambre 5 par l'intermédiaire d'un alésage 9 traversant le piston 7. La chambre 5 et l'espace annulaire 3 sont remplis d'un liquide amortisseur, tandis que la cavité 8 de la tige de piston 6 renferme un gaz comprimé séparé du liquide amortisseur par un piston libre 10. Dans le piston 7 sont prévus, pour le passage du liquide amortisseur, des canaux qui, suivant le coefficient d'amortissement désiré, peuvent être constitués par des orifices 11 ou par des buses 12 donnant lieu à des pertes de charge par étranglement qui dépendent de la direction de l'écoulement. Dans le fond de l'amortisseur est placé un dispositif 13 selon l'invention dont la chambre de turbulence 14 communique avec la chambre 5 par un alésage central 15, tandis qu'un canal 16 (fig. 2) assure la communication entre l'espace annulaire 3 et la chambre de turbulence 14 dans laquelle il débouche tangentiellement.

Lorsqu'on enfonce le piston 7, le liquide amortisseur est refoulé de la chambre 5 à travers l'élément amortisseur 13, puis vers l'espace annulaire 3, avant de revenir dans la partie supérieure de la chambre 5 par l'intermédiaire des perforations 4. Suivant le sens de circulation correspondant, le liquide amortisseur subit dans le dispositif amortisseur 13 une perte de charge par étranglement plus ou moins constante qui est pratiquement indépendante de la vitesse de l'écoulement.

Au contraire, lorsqu'on inverse le sens de circulation, par exemple en tirant au maximum la tige 6 et le piston 7 vers l'extérieur, le liquide amortisseur admis dans le canal 16 pénètre tangentiellement dans la chambre de turbulence 14 d'où il s'échappe par l'intermédiaire de l'alésage 15 jusque dans la chambre 5.

Il se forme alors, dans la chambre de turbulence 14, un tourbillon dont les caractéristiques dépendent essentiellement de la vitesse d'écoulement, si bien que, du fait des accélérations centrifuges auxquelles il est soumis, le liquide amortisseur doit vaincre une résistance qui s'oppose à son passage à travers l'alésage central d'échappement 15. Cet effet produit par action centrifuge est d'autant plus important que la vitesse d'écoulement avec laquelle le liquide amortisseur débouche du canal 16 dans la chambre de turbulence 14 est plus grande. Il en résulte que la quantité de liquide traversant par unité de temps l'alésage 15 en direction de la chambre 5 est d'autant plus faible que la vitesse d'admission dans le canal 16 est plus grande. Etant donné que cette pression dans le

canal 16 est directement fonction de la vitesse de déplacement du piston 7 vers l'extérieur, cela signifie en d'autres mots que le coefficient d'amortissement du dispositif amortisseur 13 augmente avec la vitesse suivant laquelle le piston 7 est déplacé vers l'extérieur.

On peut régler entre des limites très larges l'importance de l'amortissement exercé par le dispositif 13 sur l'écoulement élémentaire en modifiant judicieusement le dimensionnement de ce dispositif. En outre, le coefficient d'amortissement de l'ensemble peut être accessoirement ajusté par le choix et par la disposition des étranglements que l'on prévoit dans le piston amortisseur 7, à savoir les orifices 11 et les buses 12 donnant lieu à des pertes de charge différentes suivant la direction d'écoulement.

Tandis que sur la variante de réalisation représentée en figures 1 et 2 le liquide amortisseur est refoulé ou aspiré par le piston 7 dans le dispositif amortisseur 13, on a représenté en figures 3 et 4 une variante de construction suivant laquelle le dispositif 13 est placé dans le piston 7 lui-même. Pour faire dépendre de la vitesse de déplacement du piston 7 le coefficient obtenu suivant ce mode de réalisation, le dispositif amortisseur 13 doit être situé de telle façon que le canal 16 aboutissant tangentiellement dans la chambre de turbulence 14 débouche hors du piston 7 suivant la direction d'extraction de celui-ci, tandis que l'alésage 15 débouche sur la face extrême du piston 7 dans la direction d'enfoncement de celui-ci, de manière que les résistances par étranglement ainsi obtenues soient encore plus importantes dans la première direction que dans la seconde.

Pour maintenir la pression interne à une valeur constante, on prévoit contre le fond du cylindre amortisseur 1 un coussin gazeux 17 qu'un piston libre 18 sépare du liquide amortisseur. Suivant cet exemple de réalisation, le coefficient d'amortissement obtenu peut encore être plus ou moins modifié par l'adjonction dans le piston 7 de canaux de passage donnant naissance à des pertes de charge par étranglement dépendant ou non du sens d'écoulement.

A la place du liquide amortisseur, on peut utiliser un gaz fortement comprimé, comme par exemple pour des éléments de suspension élastiques à gaz. Dans ce cas, on peut bien entendu se dispenser de la présence des coussins gazeux 8 et 17, et des pistons libres 10 et 18. Le processus de fonctionnement précité demeure le même, étant entendu que le dispositif amortisseur doit toutefois être spécialement dimensionné pour ce genre d'utilisation particulière, les buses 12 étant en particulier réalisées sous la forme de diffuseurs préférablement du type convergent-divergent ou venturi.

Suivant la variante de réalisation représentée en figures 5 et 6, le cylindre amortisseur 21 est muni

à ses extrémités de parois transversales 22 et 23 délimitant les chambres de turbulence 24 et 26 séparées de la chambre d'amortissement 25. Les chambres de turbulence 24 et 26 communiquent par des canalisations 27 qui y débouchent tangentielle-ment, tandis que la liaison entre lesdites chambres 24 et 26 et la chambre d'amortissement 25 est assurée par des alésages centraux 28 et 29 traversant les parois 22 et 23.

La chambre d'amortissement 25 est partagée en deux par un piston 30 dépourvu de clapets et équipé d'un segment d'étanchéité 37. Pour compenser les variations de volume en cours de fonctionnement, on prévoit à l'intérieur de la tige de piston creuse 38 la présence d'un coussin gazeux 39 dont la pression se transmet par l'intermédiaire d'un alésage 40 prévu sur le piston 30 jusqu'au fluide amortisseur dont il est séparé par un piston libre 41. Dans les alésages centraux 28 et 29 des parois transversales 22 et 23 sont vissées des douilles cylindriques creuses 31 et 32 dont les faces dirigées vers le piston 30 sont pourvues de butées de réglage 33 et 34, tandis que des butées d'arrêt antagonistes 35 et 36 sont prévues sur le piston amortisseur 30. Grâce aux butées 33, 34, 35, 36, les douilles 31 et 32 peuvent être vissées plus ou moins profondément dans les chambres de turbulence 24 et 26 suivant les caractéristiques de fonctionnement désirées de l'amortisseur.

A la place des canalisations de liaison 27 représentées sur les figures, on peut prévoir un deuxième cylindre creux entourant un espace annulaire. En outre, il est possible de remplacer la ou les canalisations 27 par des canaux prévus dans le cylindre amortisseur 21 ou placés immédiatement contre lui.

Le piston amortisseur 51 représenté en figures 7 et 8 est fixé à une tige de piston 63 et il est limité extérieurement par une surface cylindrique sur laquelle est disposé un segment d'étanchéité 64. Ce piston comporte deux chambres de turbulence coaxiales 52 et 53 qui communiquent par un alésage central 54 et où le fluide peut pénétrer par des canaux tangentiels 55 et 56 qui le mettent chacune en communication avec les faces correspondantes 57, 58 du piston 51. Il est en général suffisant de prévoir un seul canal tangentiel par chambre de turbulence, mais il peut être intéressant dans certains cas, par exemple pour assurer une répartition symétrique des efforts auxquels le piston 51 est soumis, de prévoir plusieurs canaux d'admission sur chaque chambre de turbulence.

Pour permettre d'agir sur les caractéristiques d'amortissement produites par les chambres de turbulence, on a supposé en figure 9 que l'alésage central 54 précédent était remplacé par une douille cylindrique creuse 59 réglable axialement et dont les déplacements permettent de différencier les ef-

fets d'amortissement des deux chambres de turbulence suivant que l'on enfonce le piston ou qu'on le retire vers l'extérieur.

Suivant la variante représentée en figure 10, on a remplacé la douille cylindrique 59 précédente par une autre douille cylindrique 60 comportant un alésage central 61 pour assurer la communication entre les chambres de turbulence 52 et 53. Comme la douille 59 précitée, la douille cylindrique 60 peut être déplacée axialement. Ce réglage est réalisé dans les deux cas à la manière connue, par exemple en introduisant une clé ou en utilisant tout autre dispositif approprié. Le dimensionnement de la douille cylindrique 60 peut être avantageusement choisi de telle façon que son diamètre extérieur corresponde à un multiple du diamètre de l'alésage 61. La longueur axiale de la douille 60 est supérieure à l'épaisseur de la paroi 62 séparant les deux chambres de turbulence 52 et 53.

Il est bien entendu que les douilles cylindriques 59 et 60 réglables en position axiale peuvent être remplacées par des pièces cylindriques analogues non réglables, en particulier lorsque les pistons d'amortisseur sont fabriqués en grande série, leurs caractéristiques géométriques ayant été déterminées à l'avance en fonction de l'effet qu'ils doivent produire.

Suivant la variante de réalisation représentée en figure 11, une tige de piston 72 est équipée d'un piston 71 dans lequel est prévue une chambre de turbulence 73 comportant un canal tangentiel 74 et un alésage axial central 75. En outre, le piston amortisseur 71 est muni d'une buse 76 susceptible d'engendrer une perte de charge par étranglement variant suivant le sens d'écoulement, ainsi que d'un orifice d'étranglement 77 opposant des résistances égales au passage du fluide dans une direction ou dans l'autre. En face de l'alésage central 75 est prévu un organe de réglage constitué par un disque tournant 78 muni d'une lumière 79. En faisant tourner le disque 78, on peut amener la lumière 79 en coïncidence plus ou moins exacte avec l'alésage central 75, ce qui modifie en conséquence la section de passage du fluide.

On a représenté en figure 12 un organe de réglage constitué par un disque 80 traversé par plusieurs lumières 83, 84, 85 réalisées suivant des profils différents et disposées sur un même cercle 82 centré sur l'axe de rotation 81 du disque 80. Il est avantageux de choisir la position relative de l'axe 80 par rapport à celle de l'alésage axial 75 de façon que leur écartement soit égal au rayon du cercle 82.

Suivant la variante de réalisation représentée en figure 13, on a supposé que le plateau de réglage 86 présentait un contour extérieur en forme de spirale. Un tel organe de réglage doit être préféra-blement réalisé de telle façon que son centre de ro-

tation 87 soit éloigné de l'axe de l'alésage 75 suivant une distance telle que son bord de plus petit rayon vienne affleurer le bord de l'alésage 75, tandis que ce dernier est recouvert complètement par la partie du plateau 86 correspondant au rayon maximum.

On a représenté en figure 14 un dispositif de réglage comprenant un ergot 88 mobile axialement et dont la pointe effilée 89 pénètre dans l'alésage central 75 d'une chambre de turbulence 73. Suivant la profondeur de pénétration réglable de la pointe 89, on détermine un espace libre annulaire plus ou moins grand pour l'écoulement du fluide en circulation.

L'organe de réglage 90 en forme de disque représenté en figure 15 est disposé devant l'alésage central 75 à l'intérieur de la chambre de turbulence 73 de telle façon que la distance le séparant de cet alésage 75 puisse être modifiée sous l'action du fluide en circulation à l'encontre d'un ressort de rappel 91. La tension de ce dernier, ainsi que l'écartement minimum du disque 90 au-dessus de l'alésage 75, peuvent être réglés par l'intermédiaire d'une vis de réglage 92 prévue à l'extrémité d'une tige de support 93 traversant un percage approprié de la tige de piston 72. Suivant cette disposition, l'organe de réglage 90 oppose une résistance constante à l'écoulement du fluide qui s'échappe de la chambre de turbulence 73 à travers l'alésage 75. Lorsque le fluide circule en sens inverse, la perte de charge qu'il subit du fait de l'élément de réglage 90 varie avec sa vitesse d'écoulement sous l'action de laquelle le ressort 91 se trouve éventuellement plus ou moins comprimé.

Grâce aux dispositions ci-dessus décrites, il est possible de réaliser un élément amortisseur standard dont on peut adapter les caractéristiques de fonctionnement aux conditions d'utilisation les plus diverses ainsi qu'à des exigences de fonctionnement variées.

Il doit d'ailleurs être entendu que la description qui précède n'a été donnée qu'à titre d'exemple et qu'elle ne limite nullement le domaine de l'invention dont on ne sortirait pas en remplaçant les détails d'exécution décrits par tous autres équivalents.

RÉSUMÉ

Dispositif amortisseur, notamment pour amortisseurs de chocs, jambes de poussée, éléments élastiques à liquides ou à gaz et analogues, principalement remarquable en ce qu'il comporte les différents éléments suivants considérés isolément ou en combinaison :

a. Une chambre de turbulence cylindrique, destinée à modifier le trajet des lignes d'écoulement lorsqu'on inverse le sens de circulation, comporte un

canal d'admission débouchant tangentiellement et un alésage central coaxial;

b. Des buses de type connu en hydrodynamique ou en aérodynamique dont prévues de manière à opposer à la circulation du fluide une résistance d'étranglement différente suivant les deux sens d'écoulement;

c. Les éléments décrits sous a et/ou b sont combinés avec des orifices d'étranglement opposant à la circulation du fluide la même résistance suivant les deux directions d'écoulement;

Ledit dispositif pouvant en outre comporter les autres caractéristiques ci-après, prises séparément ou en combinaison :

1° Le fluide amortisseur est constitué par un liquide soumis à la pression d'un coussin gazeux comprimé à un minimum de 5 atmosphères et dont il est isolé à la manière connue par un organe de séparation approprié;

2° Le fluide amortisseur est constitué par un gaz dont la moyenne arithmétique des pressions initiale et finale est supérieure à 75 atmosphères;

3° Le piston amortisseur comporte un ou deux dispositifs du genre décrit;

4° Un dispositif amortisseur est logé à une extrémité ou à chaque extrémité du cylindre amortisseur interne ou encore dans la paroi latérale de celui-ci;

5° Le dispositif amortisseur est situé dans une paroi intermédiaire prévue à cet effet;

6° Les orifices et/ou les buses contrôlant la circulation du fluide sont susceptibles d'être masqués à la manière connue en partie ou en totalité par des disques réglables ou par des clapets à disque montés élastiquement, ces derniers étant sollicités par la pression du fluide amortisseur qui tend à les soulever;

7° Deux dispositifs amortisseurs sont disposés chacun à une extrémité du cylindre amortisseur et les chambres de turbulence correspondantes communiquent, d'une part, par une ou plusieurs canalisations qui y débouchent tangentiellement, et d'autre part, par des alésages centraux débouchant dans la chambre d'amortissement;

8° Les deux chambres de turbulence sont séparées de la chambre de l'amortisseur par des parois transversales;

9° Des organes de réglage sont prévus dans une chambre de turbulence ou dans les deux;

10° Les organes de réglage décrits sous 9° sont constitués par des douilles cylindriques creuses réglables axialement équipant les alésages pratiqués dans les parois transversales des chambres de turbulence, lesquelles douilles comportent des butées de réglage tandis que les contre-butées sont prévues à la manière connue sur le piston amortisseur;

11° Les douilles cylindriques comportent des rebords sur leurs extrémités faisant face aux chambres de turbulence;

12° Entre des filetages intérieurs prévus sur les alésages et des filetages extérieurs équipant les douilles cylindriques, on dispose, préférablement sous la forme de tubes déformables, des moyens faiblement élastiques;

13° On prévoit une seule chambre de turbulence dans laquelle débouchent des canalisations de communication qui la relient à l'extrémité opposée du cylindre amortisseur;

14° Les canalisations de communication décrites sous 13° débouchent dans le cylindre amortisseur à des hauteurs différentes;

15° Deux chambres de turbulence disposées coaxialement dans le piston amortisseur communiquent par un alésage central, tandis que leurs canaux d'admission tangentiels débouchent chacun sur la face extérieure correspondante du piston amortisseur;

16° La paroi séparant deux chambres de turbulence est équipée en son centre d'une douille cylindrique creuse;

17° Entre les deux chambres de turbulence, on prévoit une douille cylindrique munie d'un alésage axial et dont le diamètre extérieur est un multiple du diamètre de cet alésage, tandis que sa longueur est supérieure à l'épaisseur de la paroi intermédiaire séparant les deux chambres de turbulence;

18° La douille cylindrique creuse décrite sous 17° est réglable en position axiale;

19° L'alésage central reliant les deux chambres de turbulence est à profil conique;

20° La section de passage offerte à l'écoulement par l'alésage central est susceptible d'être réglée progressivement ou par degrés au moyen d'un organe de réglage approprié;

21° L'organe de réglage décrit sous 20° est constitué par un plateau tournant perforé;

22° Le plateau perforé décrit sous 21° comporte plusieurs lumières de profils différents, toutes situées sur un cercle centré au point de pivotement dudit plateau;

23° L'organe de réglage décrit sous 20° est constitué par un disque tournant découpé suivant un profil extérieur en spirale;

24° L'organe de réglage décrit sous 20° est constitué par un ergot réglable axialement dont l'extrémité effilée ou conique pénètre dans l'alésage central;

25° L'organe de réglage décrit sous 20° est constitué par un disque obturateur placé devant l'alésage central par rapport auquel son écartement est réglable;

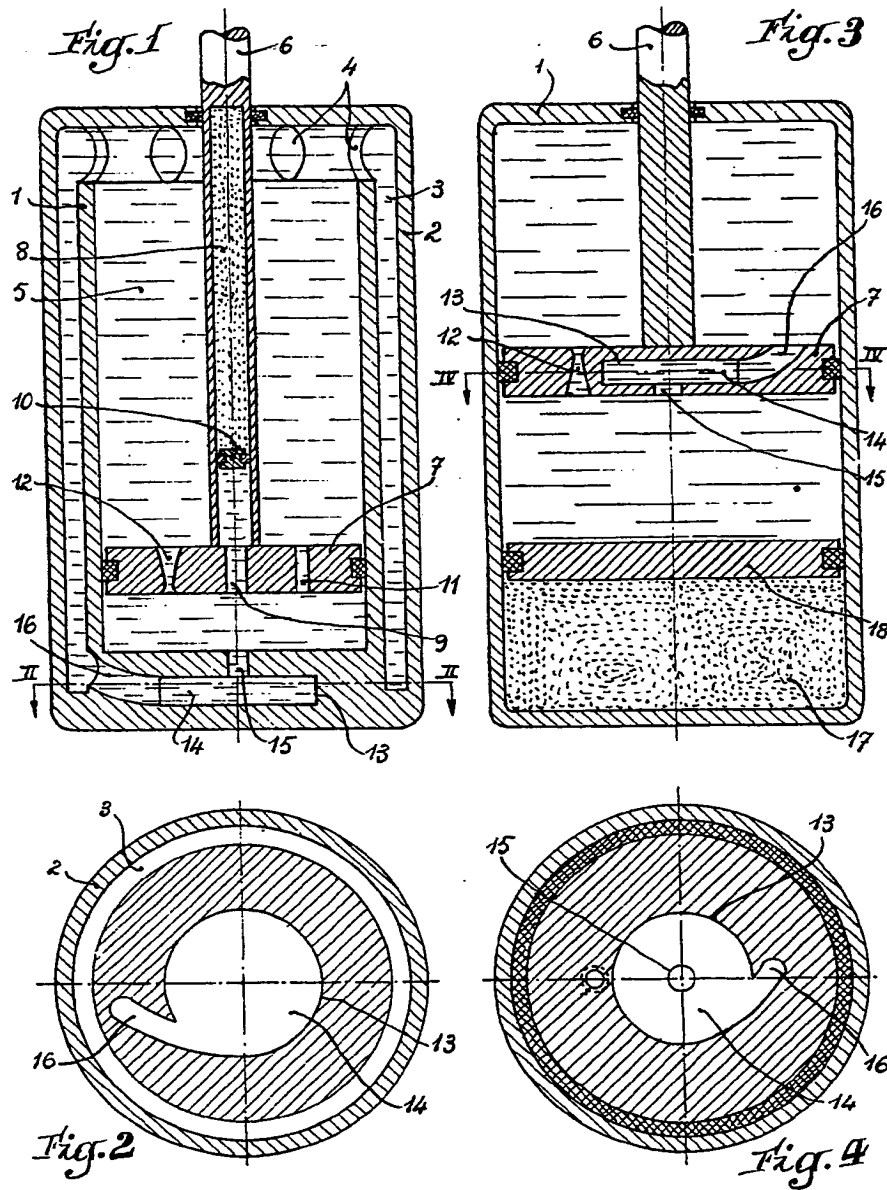
26° Le disque obturateur décrit sous 25° est soumis à l'action d'un ressort de telle façon que la distance qui le sépare de l'alésage central soit variable au moins suivant une direction en fonction des caractéristiques de l'écoulement.

Société dite : R. I. V.

ANSTALT ZUR VERWALTUNG VON REAL-
UND IMMATERIALVERMÖGEN

Par procuration :

Jh. MONNIER



N° 1.380.784

Société dite :

4 planches. - Pl. II

R.I.V. Anstalt zur Verwaltung von Real- und Immaterialvermögen

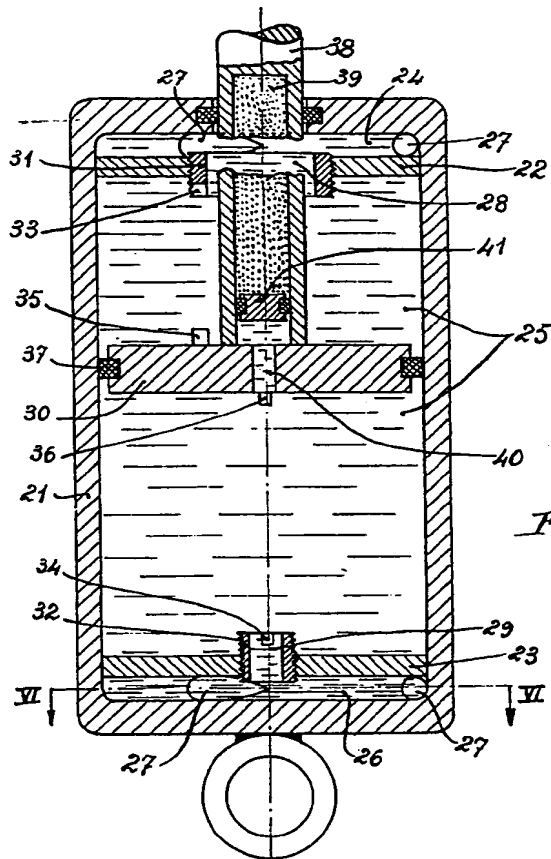


Fig. 5

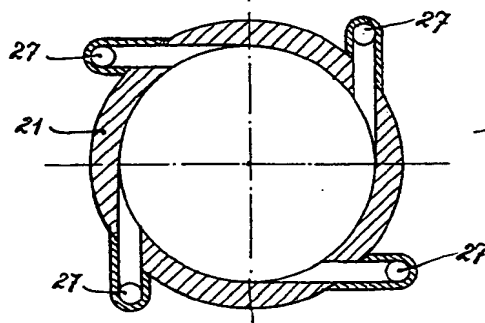
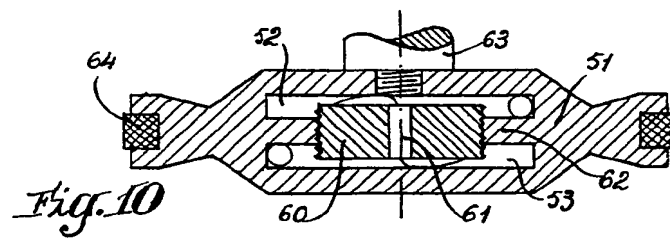
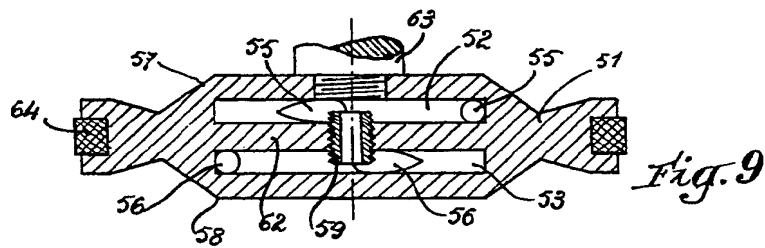
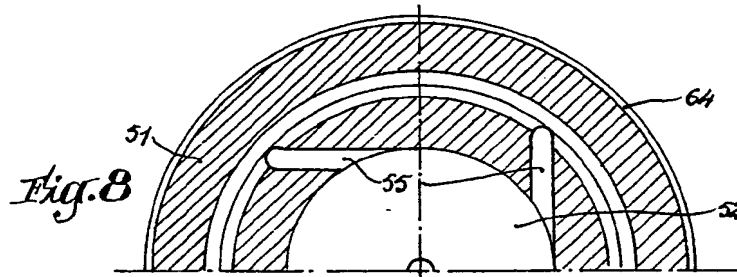
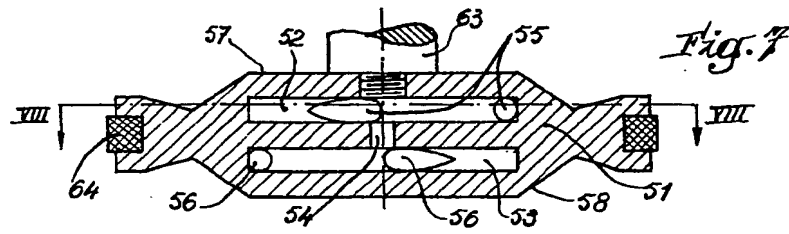


Fig. 6



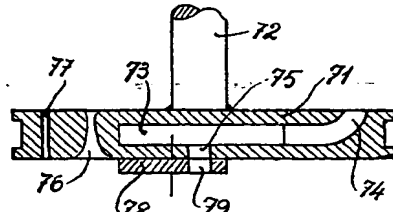


Fig. 11

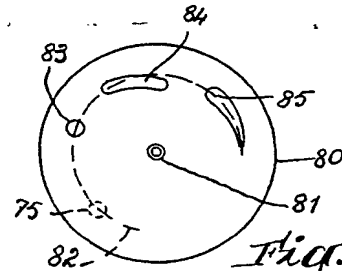


Fig. 12

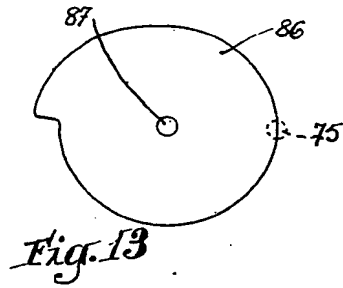


Fig. 13

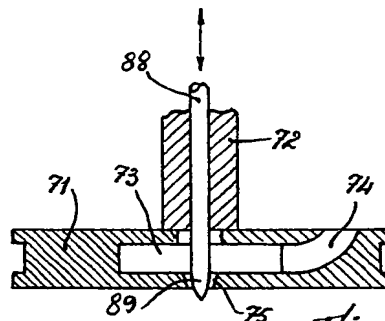


Fig. 14

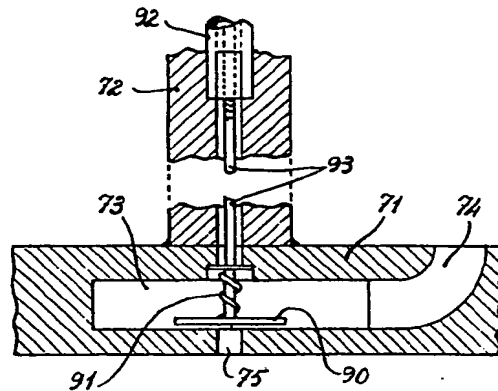


Fig. 15

THIS PAGE BLANK (USPTO)